

مدل سازی فرایند پر شدن سریع بر مبنای مدل گاز واقعی با رویکرد شبیه سازی جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی فشرده

دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران
دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران
استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

مرتضی سعادت طرقي
جواد خادم*
محمود فرزانه گرد

چکیده

فرآیند اصلی که در جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی فشرده رخ می دهد، فرآیند پر شدن سریع می باشد. هدف اصلی تحقیق حاضر، دست یابی به یک آنالیز ترمودینامیکی دقیق تر فرآیند پر شدن سریع نسبت به تحقیقات قبلی می باشد. با استفاده از این آنالیز ترمودینامیکی، یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی فشرده، شبیه سازی گردیده است. با مقایسه مدل گاز واقعی و ایده آل، دیده می شود که توزیع دما بسیار متفاوت است، به طوری که افزایش دما در مدل گاز ایده آل بیشتر است. عمده دلیل این تفاوت عدم در نظر گرفتن تأثیر کاهش دمای ضریب زول تامسون است. نتایج نشان می دهد که در مدل گاز واقعی افزایش دمایی حدود 50 K و در مدل گاز ایده آل حدود 80 K وجود دارد. نتایج تحقیق حاضر با نتایج تجربی و نتایج تحقیقات قبلی، مقایسه گردیده است. جهت محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی فشرده از معادله حالت AGA8 استفاده شده است. نتایج نشان می دهد که مقدار کار مصرفی کمپرسور برای یک چرخه حدود $55/1\text{ kWh}$ و مقدار متوسط کار مصرفی برای سوخت گیری یک خودرو، $1/6\text{ kWh}$ می باشد. **واژه های کلیدی:** مدل سازی، پر شدن سریع، معادله حالت AGA8.

Fast Filling Process Modeling Based on the Real Gas Model with the aim of Simulation of the Compressed Natural Gas Refueling Station

M. Saadat- Targhi

Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

J. Khadem

Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

M. Farzaneh-Gord

Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

Abstract

The main process that occurs in the CNG refueling station is filling fast process. The main objective of the present study is to apply a more accurate thermodynamic analysis of fast filling process than previous works. By using the thermodynamic analysis, a CNG refueling station with the cascade system, has been simulated. Comparing real and ideal gas models, it can be realized that the temperature profiles are highly different and temperature rise is much more for ideal gas model. the lack of Joule-Thompson cooling effect is the most important factor for this different. The results indicated that there is a temperature rise in order 50 K for real gas and 80 K for the case of ideal gas. The results of the present work have been validated against the experimental data and previous studies. The AGA8 Equation of State has been used to calculate the thermodynamic properties of CNG. The results show that the energy consumed by the compressor for a cycle is equal to 55.1 kWh and the average energy consumption is equal to 1.6 kWh for a vehicle.

Keywords: Modeling, Fast filling, AGA8 Equation of state.

مصرفی کمپرسور جایگاه) و کاهش زمان سوخت گیری، همواره مطرح می باشد. معمولاً دو نوع سیستم ذخیره در جایگاه ها مورد استفاده قرار می گیرد. سیستم ذخیره بافر و سیستم ذخیره آبشاری که معمول ترین نوع سیستم ذخیره می باشد. تاکنون تحقیقاتی در زمینه جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی صورت گرفته است. در بیشتر تحقیقات موجود، تنها به بررسی فرآیند پر شدن سریع پرداخته شده است. اولین تحقیق مرتبط با مدل سازی فرآیند پر شدن سریع توسط کونتز [۱] در سال ۱۹۹۴ صورت گرفته است. این مدل ترمودینامیکی تنها با مدل سازی مخزن خودرو صورت گرفته است و از مدل سازی سایر متعلقات که در بخش بعدی تشریح می گردد، صرف نظر شده است. فرزانه گرد و همکاران [۲] در سال ۲۰۰۸ تأثیر شرایط اولیه مخزن خودرو (فشار و دما) بر شرایط نهایی مخزن خودرو و زمان سوخت گیری را بررسی نموده اند. همچنین در تحقیق دیگری فرزانه گرد و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۱ به مقایسه دو نوع سیستم ذخیره آبشاری و بافر

۱- مقدمه

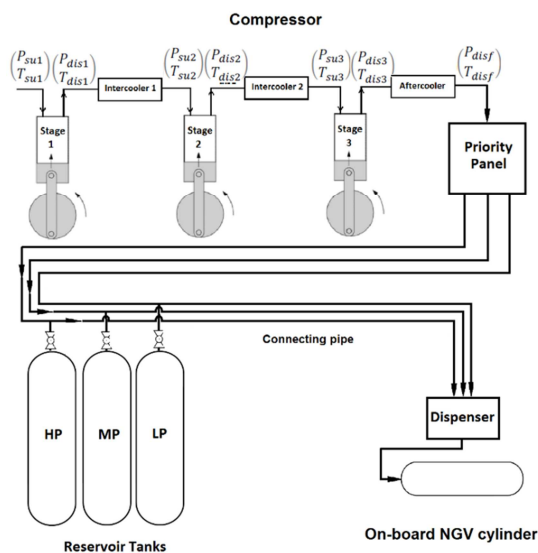
در سال های اخیر استفاده از گاز طبیعی فشرده به عنوان سوخت خودرو، در ایران رایج گردیده است. علت این امر را می توان در هزینه پایین تولید و میزان کم آلاینده گی محیط زیست دانست. لزوم استفاده از این نوع سوخت پاک و ارزان، طراحی و احداث جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی می باشد. فرآیند عمده در این جایگاه ها، فرآیند پر شدن سریع می باشد. گاز طبیعی فشرده معمولاً توسط کمپرسور در مخازن جایگاه، ذخیره $(200\text{ بار تا }250\text{ بار})$ و از طریق لوله های ارتباطی و سایر متعلقات جایگاه، به مخزن خودرو منتقل می گردد. این فرآیند، فرآیند پر شدن سریع می باشد. لزوم شبیه سازی یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی زمانی احساس می شود که بدانیم در تحلیل عملکرد آن دو هدف کاهش هزینه های بهره برداری (کار

مورد توجه قرار می‌گیرد.

در تحقیق حاضر فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن مخزن خودرو، مخازن ذخیره جایگاه و لوله‌های ارتباطی و بر مبنای مدل گاز واقعی، مدل‌سازی گردیده است. جهت تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر مبنای مدل گاز واقعی از معادله حالت AGA8 استفاده شده است. همچنین جهت مشاهده تأثیر استفاده از مدل گاز واقعی، نتایج با نتایج تجربی و همچنین نتایج تحقیقات قبلی [۹،۳]، مقایسه گردیده است. در ادامه تحقیق از نتایج مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع به همراه مدل‌سازی کمپرسور استفاده شده و یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با سیستم ذخیره آبشاری، شبیه‌سازی گردیده است.

۲- مدل‌سازی

نمایی از یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با سیستم ذخیره آبشاری در شکل ۱ نشان داده شده است. یک جایگاه از متعلقات کمپرسور سه مرحله‌ای، پنل اولویت‌بندی^۱، مخازن ذخیره آبشاری، لوله‌های ارتباطی، توزیع‌کننده^۲ و مخزن خودرو، تشکیل گردیده است که چهار مورد آخر، فرآیند پر شدن سریع را تشکیل می‌دهند.



شکل ۱- طرحواره‌ای از یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با سیستم ذخیره آبشاری

در سیستم ذخیره آبشاری معمولاً ۳ مجموعه مخازن هم فشار وجود دارد، کم، متوسط و پر فشار. در یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با سیستم ذخیره آبشاری، گاز فشرده خروجی از کمپرسور پس از عبور از پنل اولویت‌بندی، وارد مخازن ذخیره جایگاه می‌شود. یک الگوریتم در توزیع‌کننده وجود دارد که وظیفه آن مدیریت تخلیه مخازن جایگاه و پر شدن مخزن خودرو می‌باشد. بر اساس الگوریتم مذکور، زمانی که دبی جرمی ورودی به مخزن خودرو به مقدار معینی رسید (معمولاً ۰/۰۲ kg/s) مخزن خودرو از مخزن فشار پایین‌تر به

پرداخته‌اند. آن‌ها در کار خود، مقدار آنتروپی تولیدی را به عنوان معیاری جهت محاسبه کار کمپرسور در نظر گرفتند. هر چند که مقدار کار کمپرسور به صورت مستقیم محاسبه نگردیده، اما نتایج آنها نشان می‌دهد که مقدار آنتروپی تولیدی در سیستم ذخیره آبشاری حدود ۵۵٪ کمتر از سیستم ذخیره بافر می‌باشد. مدل‌سازی صورت گرفته بر مبنای مدل گاز واقعی بوده و مشابه تحقیقات قبلی آنها، تنها به مدل‌سازی مخزن خودرو پرداخته شده و از مدل‌سازی تغییرات مخازن جایگاه و سایر متعلقات، صرف‌نظر گردیده است. در تحقیق‌های آنها شرایط مخازن جایگاه، ثابت در نظر گرفته شده است. فرزانه گرد و همکاران [۵،۴] همچنین با استفاده از مدل‌های قبلی خود، به بهینه‌سازی یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی در سال‌های ۲۰۱۲ و ۲۰۱۳ پرداختند. مدل‌سازی آنها بر مبنای مدل گاز ایده‌آل صورت گرفته است. تحقیق مشابهی نیز توسط خام‌فروش و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۴ صورت گرفته است. طبق بررسی‌های صورت گرفته، مشخص گردید که تحقیقات کمی در زمینه مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن مخزن خودرو و مخازن جایگاه، انجام گردیده است. دیمی و همکاران [۷] در سال ۲۰۱۲ در تحقیقی به بررسی تغییرات شرایط مخازن جایگاه در طی فرآیند پر شدن مخزن خودرو، پرداخته‌اند. نوآوری کار آنها نسبت به تحقیق‌های قبلی در مدل‌سازی مخازن جایگاه بوده است. عدم پیش‌بینی صحیح مقدار دبی جرمی در مدل‌سازی آنها، مشهود می‌باشد چرا که از مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی بین مخازن صرف‌نظر شده است. مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی در فرآیند پر شدن سریع نخستین بار توسط خادم و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۵ گزارش گردید. یک مدل ریاضی جهت محاسبه مقدار دبی جرمی در طی فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن لوله‌های ارتباطی، ارائه گردیده است. در تحقیق آنها جهت ساده‌سازی از مدل گاز ایده‌آل استفاده شده و همچنین شرایط مخازن جایگاه ثابت در نظر گرفته شده است. در این تحقیق برای نخستین بار نتایج با نتایج تجربی، مقایسه گردیده که خود نشان از بهبود نتایج مدل‌سازی دارد. در یکی از آخرین تحقیق‌های مربوط به مدل‌سازی جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی، سعادت و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۶ به آنالیز ترمودینامیکی یک جایگاه با در نظر گرفتن کمپرسور آن، پرداخته‌اند. در مدل‌سازی آنها لوله‌های ارتباطی با در نظر گرفتن اصطکاک تحلیل گردیده و همچنین بر خلاف تحقیق قبلی، تغییرات شرایط مخازن ذخیره جایگاه، در نظر گرفته شده است. آنها جهت نشان دادن اثر این تغییرات، نتایج را با نتایج کارهای قبلی [۸،۳] مقایسه نمودند. از دیگر نوآوری‌های کار آنها مدل‌سازی کمپرسور و تعیین کار مصرفی کمپرسور و همچنین دبی جرمی آن در شرایط عملکرد ناپایا می‌باشد. آنها نشان دادند که تغییرات فشار خروجی کمپرسور (مخازن ذخیره جایگاه) بر مقدار فشارهای میانی کمپرسور تأثیری ندارد و فشارهای میانی در طی عملکرد کمپرسور در شرایط ناپایا، مقادیر ثابتی هستند. همچنین تغییر فشار خروجی کمپرسور بر دبی جرمی خروجی از کمپرسور تأثیری ندارد و این مقدار نیز در طی عملکرد ناپایای کمپرسور، مقدار ثابتی می‌باشد. با وجود بهبود نتایج نسبت به نتایج قبلی، به نظر می‌رسد که استفاده از مدل گاز ایده‌آل در تحقیق آنها، سبب فاصله گرفتن از واقعیت می‌گردد. با توجه به بالا بودن فشار در فرآیند پر شدن سریع و انحراف از معادله حالت گاز ایده‌آل، لزوم مدل‌سازی بر مبنای مدل گاز واقعی، بیشتر

^۱ Priority Panel

^۲ Dispenser

$$\frac{d(\rho V V)}{dx} + \frac{dP}{dx} + \frac{f}{2D} \rho V^2 = 0 \quad (8)$$

$$P = Z \rho \frac{R}{M} T \quad (9)$$

که در آنها $Z, \rho, V, P, f, D, R, M, T$ به ترتیب دما، وزن مولکولی، ثابت گاز، قطر لوله، ضریب اصطکاک، فشار، سرعت، چگالی و ضریب تراکم پذیری هستند. از طرفی داریم:

$$\rho V = \frac{\dot{m}}{A} \quad (10)$$

با ترکیب معادلات (8) و (10) داریم:

$$\rho^2 V dV + \rho dP + \frac{f \dot{m} dx}{2A^2 D} = 0 \quad (11)$$

از مقدار عبارت انرژی جنبشی (عبارت اول از سمت چپ) در مقایسه با سایر عبارتها صرف نظر می شود [10] که پس از انتگرال گیری داریم:

$$\dot{m} = A \frac{1}{\sqrt{f}} \left[\frac{MD(P_1^2 - P_2^2)}{LRT_{avg} Z_{avg}} \right]^{0.5} \quad (12)$$

که در آن L طول لوله ارتباطی بین مخازن جایگاه و مخزن خودرو می باشد. روابط مربوط به محاسبه Z_{avg}, T_{avg} و f در مرجع [9] آمده است. لذا مقدار دبی جرمی در طی یک بازه زمانی را می توان با استفاده از رابطه (12) محاسبه و از آن در روابط (1) و (5) استفاده نمود.

کمپرسور مورد استفاده قرار گرفته در جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی از نوع رفت و برگشتی می باشد. معمولاً این کمپرسورها سه مرحله ای هستند. در این نوع کمپرسورها با بالا رفتن پیستون درون سیلندر، فشار طی سه مرحله، افزایش می یابد. دو پارامتر مهم در بررسی کمپرسورهای جایگاه ها، دبی جرمی و کار مصرفی می باشند. همانطور که در مقدمه ذکر گردید، سعادتی و همکاران [9] نشان دادند که تغییرات فشار خروجی کمپرسور (مخازن ذخیره جایگاه) بر مقدار فشارهای مراحل میانی کمپرسور تأثیری ندارد و این مقادیر در طی عملکرد کمپرسور در شرایط ناپایا، مقادیر ثابتی هستند. همچنین تغییر فشار خروجی کمپرسور بر دبی جرمی خروجی از کمپرسور تأثیری ندارد و این مقدار نیز در طی عملکرد ناپایای کمپرسور، مقدار ثابتی می باشد. دبی جرمی خروجی از کمپرسور از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{m}_{co} = \rho_{std} \times Q_{std} = \left(\frac{MW_{gas}}{MW_{air}} \right) \times \rho_{air, std} \times Q_{std} \quad (13)$$

که در آن $\rho_{std}, Q_{std}, MW_{air}$ و MW_{gas} به ترتیب، ظرفیت کمپرسور در شرایط استاندارد، چگالی هوا در شرایط استاندارد، وزن مولکولی هوا و وزن مولکولی گاز طبیعی می باشند. کار آدیاباتیکی کمپرسور سه مرحله ای نشان داده شده در شکل 1 نیز از رابطه زیر تعیین می گردد.

مخزن فشار بالاتر متصل می گردد تا زمانی که فرآیند سوخت گیری به پایان برسد. جهت مدل سازی مخازن ذخیره جایگاه، حجم کنترلی داخل مخزن ذخیره در نظر گرفته شده و فشار و دما داخل آن به صورت یکنواخت فرض گردیده است. معادله بقاء جرم برای حجم کنترل مذکور به شکل زیر می باشد:

$$\frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e \quad (1)$$

که در آن m_r و m_e به ترتیب معرف دبی جرمی خروجی از مخازن جایگاه و جرم گاز درون مخازن ذخیره جایگاه می باشند. شکل کلی قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل مذکور به شکل زیر می باشد:

$$\dot{Q}_{CV} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_{e_i}^2}{2} \right) = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_{e_e}^2}{2} \right) + \frac{d}{dt} \left[m \left(u + \frac{V_e^2}{2} \right) \right] + \dot{W}_{CV} \quad (2)$$

از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده و همچنین برای حجم کنترل با یک خروجی داریم:

$$\frac{dU_r}{dt} = \dot{Q}_{CV} - \dot{m}_e h_r \quad (3)$$

جهت ساده سازی از انتقال گرما بین مخازن جایگاه و محیط اطراف صرف نظر شده و پس از ساده سازی داریم:

$$m_r \frac{du_r}{dt} + u_r \frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e h_r \quad (4)$$

که در آن u_r و h_r به ترتیب انرژی داخلی و آنتالپی گاز موجود در مخازن جایگاه هستند. با داشتن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی می توان این مقادیر را محاسبه نمود که در بخش های بعدی مطرح خواهد گردید. با حل همزمان دستگاه معادله دیفرانسیل، متشکل از روابط (1) تا (4) و معلوم بودن مقدار دبی جرمی در یک گام زمانی، می توان مقادیر m_r و u_r در گام زمانی بعدی را تعیین نمود.

جهت مدل سازی مخزن خودرو نیز می توان مشابه مخازن جایگاه عمل نمود. روابط حاصل جهت مدل سازی مخزن خودرو به شرح زیر می باشند.

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i \quad (5)$$

$$m_c \frac{du_c}{dt} + u_c \frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i h_r \quad (6)$$

که در آن m_c, \dot{m}_i و u_c به ترتیب جرم گاز طبیعی ذخیره شده داخل مخزن خودرو، دبی جرمی ورودی به مخزن خودرو و انرژی داخلی گاز طبیعی موجود در مخزن خودرو می باشند. روند حل دستگاه معادله دیفرانسیل حاصل شده مشابه مخازن جایگاه می باشد.

جریان گاز طبیعی بین مخازن جایگاه و مخزن خودرو به صورت یک جریان یک بعدی در نظر گرفته شده است. فرآیند، شبه پایا فرض شده و از روابط پایا در بازه های زمانی مختلف استفاده گردیده است. جهت محاسبه دبی جرمی داخل لوله های ارتباطی در یک بازه زمانی، معادلات بقاء جرم، مومنتم و معادله حالت به شکل زیر می باشند:

$$\frac{d(\rho V)}{dx} = 0 \quad (7)$$

$$B_{nij}^* = (G_{ij} + 1 - g_n)^{g_n} (Q_i Q_j + 1 - q_n)^{q_n} \times (F_i^{1/2} F_j^{1/2} + 1 - f_n)^{f_n} (S_i S_j + 1 - s_n)^{s_n} (W_i W_j + 1 - w_n)^{w_n} \quad (20)$$

پارامترهای دودویی E_{ij} و G_{ij} به ترتیب پارامترهای انرژی برهمکنشی ضریب دوم و ویرال و پارامتر دودویی موقعیت یا جهت ذرات نامیده می‌شوند که توسط روابط زیر تعریف می‌شوند.

$$E_{ij} = E_{ij}^* (E_i E_j)^{1/2} \quad (21)$$

$$G_{ij} = \frac{G_{ij}^* (G_i + G_j)}{2} \quad (22)$$

در رابطه‌های (۱۹) تا (۲۲)، T دما، N تعداد اجزای ترکیب گاز طبیعی، x_i کسر مولی جزء i ، $a_n, f_n, g_n, q_n, s_n, u_n$ و w_n پارامترهای ثابت معادله حالت یا ضرایب مشخصه دودویی مربوط به اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده که بسته به حالت‌های مختلف مقادیر آنها در مرجع [۱۱] آورده شده است. $E_i, F_i, G_i, K_i, Q_i, S_i, W_i$ پارامترهای مشخصه متناظر بوده که در حالت‌های مختلف برهم‌کنش ذرات نسبت به یکدیگر در مخلوط گاز، مقادیر آنها ثابت می‌باشند. E_{ij}^* و G_{ij}^* پارامترهای دودویی برخورد اجزای i و j هستند که برای یک موقعیت یا جهت خاص دو جزء i و j در مخلوط گاز می‌باشند. مقادیر این دو پارامتر برای حالت‌های مختلف ترکیبات مخلوط نسبت به یکدیگر در مرجع [۱۱] آورده شده است.

در رابطه (۱۶) ضریب C_n^* تابعی از ترکیب اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی و دمای گاز بوده که توسط رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$C_n^* = a_n (G + 1 - g_n)^{g_n} (Q^2 + 1 - q_n)^{q_n} (F + 1 - f_n)^{f_n} \times U^n T^{-u_n} \quad (23)$$

در معادله فوق G, Q, F و U پارامترهای مخلوط بوده که به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$U^5 = \left[\sum_{i=1}^N X_i E_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N X_i X_j (U_{ij}^5 - 1) (E_i E_j)^{5/2} \quad (24)$$

$$G = \sum_{i=1}^N X_i G_i + \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N X_i X_j (G_{ij}^* - 1) (G_i + G_j) \quad (25)$$

$$Q = \sum_{i=1}^N X_i Q_i \quad (26)$$

$$F = \sum_{i=1}^N X_i^2 F_i \quad (27)$$

در رابطه (۲۴)، U_{ij} پارامتر برهم‌کنش دودویی برای انرژی مخلوط می‌باشد. همچنین در رابطه (۱۶)، D_n^* به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$D_n^* = (b_n - c_n k_n \rho_r^{k_n}) \rho_r^{b_n} \exp(-c_n \rho_r^{k_n}) \quad (28)$$

ضرایب معادله فوق در مرجع [۱۱] آورده شده است. خواص ترمودینامیکی، خواصی هستند که با استفاده از آنها می‌توان حالت یک ماده را در یک سیستم ترمودینامیکی مشخص کرد. اگر ماده مورد نظر خالص باشد با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل از هم می‌توان حالت ماده مورد نظر را مشخص کرده و بقیه خواص ترمودینامیکی را محاسبه کرد. اگر ماده مورد نظر ترکیبی از چندین ماده خالص باشد، آنگاه برای مشخص کردن حالت مخلوط مورد نظر علاوه بر داشتن دو

$$W_{adi} = \frac{k_1}{k_1 - 1} (Z_{su1} T_{su1} R) \left[\left(\frac{P_{dis1}}{P_{su1}} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} - 1 \right] + \quad (14)$$

$$\frac{k_2}{k_2 - 1} (Z_{su2} T_{su2} R) \left[\left(\frac{P_{dis2}}{P_{su2}} \right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} - 1 \right] +$$

$$\frac{k_3}{k_3 - 1} (Z_{su3} T_{su3} R) \left[\left(\frac{P_{dis3}}{P_{su3}} \right)^{\frac{k_3 - 1}{k_3}} - 1 \right]$$

نهایتاً برای محاسبه کار واقعی کمپرسور از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$W_a = \frac{W_{adi}}{\eta_c \times \eta_m} \quad (15)$$

که در آن η_c و η_m به ترتیب راندمان تراکم و راندمان مکانیکی هستند که معمولاً توسط شرکت‌های سازنده کمپرسور، ارائه می‌گردد. مشخصات کمپرسور مورد مدل‌سازی قرار گرفته در تحقیق حاضر در مرجع [۹] آمده است.

جهت تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی در مراحل مختلف مدل‌سازی از استاندارد AGA8 استفاده شده است. با استفاده از این روش می‌توان ضریب تراکم‌پذیری و چگالی گاز طبیعی را محاسبه نمود. در این روش فرض شده است که گاز طبیعی مخلوطی از عناصر مختلف بوده که محدوده کسر مولی هر جزء در مخلوط گاز مشخص می‌باشد. معادله مربوط به ضریب تراکم‌پذیری Z در این روش به صورت زیر ارائه گردیده است [۱۱]:

$$Z = 1 + B \rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad (16)$$

در معادله فوق، Z ضریب تراکم‌پذیری، B ضریب دوم و ویرال، ρ_r چگالی کاهیده، C_n^* و D_n^* ضرایبی که تابع دما و ترکیبات گاز طبیعی هستند، می‌باشند. مقادیر پارامترهای ذکر شده برای شماره ۱ تا ۵۸ در مرجع [۱۱]، قابل مشاهده می‌باشد.

ρ_r چگالی کاهیده به صورت زیر با چگالی مولار ارتباط پیدا می‌کند.

$$\rho_r = K^3 \rho_m \quad (17)$$

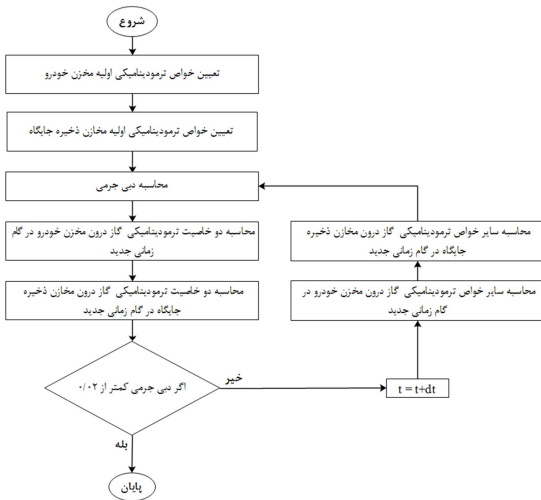
که K پارامتر سائز مخلوط بوده و با استفاده از رابطه زیر تعریف شده و از مشخصه‌های مربوط به ساختار شیمیایی اجزای مخلوط می‌باشد:

$$K^5 = \left[\sum_{i=1}^N x_i K_i^{5/2} \right]^2 + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N x_i x_j (K_{ij}^5 - 1) (K_i K_j)^{5/2} \quad (18)$$

که در رابطه فوق، x_i کسر مولی جزء i در مخلوط، K_i پارامتر سائز مربوط به جزء i و K_{ij} پارامتر سائز برهم‌کنش اجزای i و j می‌باشند که مقادیر آنها وابسته به ترکیب گاز و اجزای مختلف گازهای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط بوده و در مرجع [۱۱] آورده شده‌اند. در رابطه (۱۶)، B ضریب دوم و ویرال بوده که بصورت رابطه (۱۹) تعریف می‌شود.

$$B = \sum_{n=1}^{18} a_n T^{-u_n} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j B_{nij}^* E_{ij}^{u_n} (K_i K_j)^{3/2} \quad (19)$$

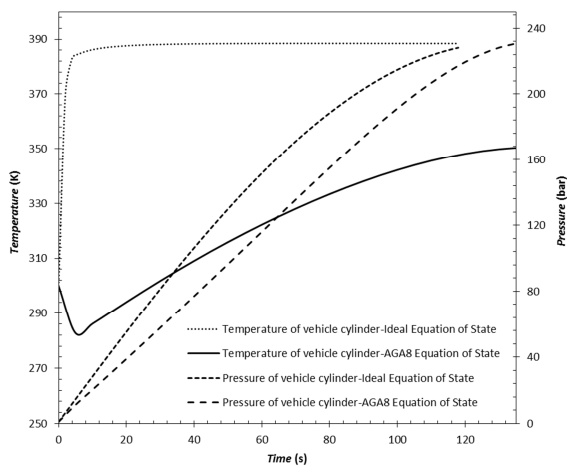
در معادله فوق، ضریب B_{nij}^* توسط معادله زیر تعریف می‌شود.



شکل ۲- فلوجارت فرآیند حل

نتایج نشان می‌دهد که در مدل گاز واقعی افزایش دمایی حدود K ۵۰ و در مدل گاز ایده‌آل حدود K ۸۰ وجود دارد. فشار نهایی مخزن خودرو در هر دو مدل تقریباً 230 بار می‌باشد. مقدار جرم نهایی در حالت استفاده از مدل گاز ایده‌آل، کمتر از حالت استفاده از مدل گاز واقعی است که دلیل این رخداد بیشتر بودن دما در حالت استفاده از مدل گاز ایده‌آل می‌باشد.

نتایج مربوط به تأثیر دمای محیط بر تغییرات فشار درون مخزن خودرو و مخازن ذخیره جایگاه، در شکل ۴ نشان داده شده است. زمان سوخت‌گیری برای دماهای اولیه مختلف، متفاوت می‌باشد. به طوری که به ازای 40 کلون اختلاف دما، زمان سوخت‌گیری 25 ثانیه تغییر می‌کند. همچنین می‌توان نتیجه گرفت که در روزهای سرد زمستان افت فشار در مخازن ذخیره جایگاه، نسبت به روزهای تابستان بیشتر است.



شکل ۳- نتایج مدل گاز ایده‌آل و واقعی برای دما و فشار مخزن خودرو

خاصیت ترمودینامیکی مستقل، به درصد مولی یا کسر مولی اجزاء در مخلوط نیز، نیاز خواهد بود. لذا می‌توان با استفاده از معادله حالت AGA8 که پیشتر تشریح گردید و روابط ترمودینامیکی مشخصی که بین اجزای تشکیل دهنده یک مخلوط گازی وجود دارد، سایر خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی را محاسبه نمود. لازم به ذکر است که ترکیب گاز طبیعی مورد استفاده قرار گرفته در تحقیق حاضر، گاز طبیعی منطقه خانگیران می‌باشد که درصد ترکیبات آن در مرجع [۵] آمده است.

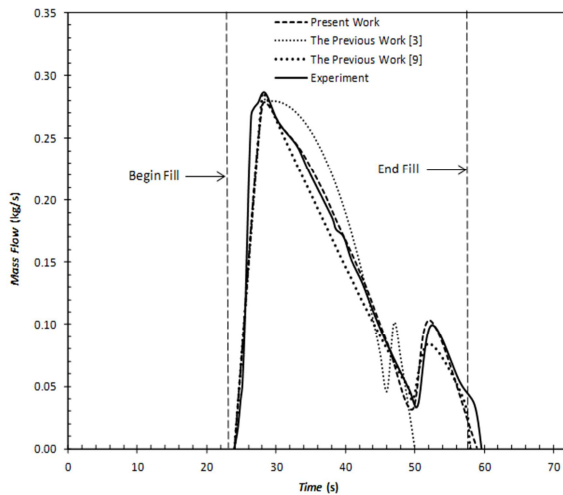
۳- فرآیند حل

در این بخش، یک فرآیند حل جهت استفاده از معادلات مطرح شده در قبل و نهایتاً مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع، ارائه گردیده است. فشار و دمای اولیه مخازن ذخیره جایگاه و مخزن خودرو، معلوم هستند. با دانستن این خواص ترمودینامیکی می‌توان مقدار دبی جرمی در گام اول زمانی را با استفاده از رابطه (۱۲) تعیین نمود. طول گام زمانی در طی فرآیند حل مقدار 0.01 در نظر گرفته شده است. با حل دستگاه معادله دیفرانسیل روابط (۱) و (۴)، مربوط به مخازن ذخیره جایگاه، مقادیر جرم و انرژی داخلی گاز در گام زمانی بعدی، مشخص می‌گردند. با معلوم بودن جرم، می‌توان حجم مخصوص گاز در گام زمانی جدید را تعیین نمود. با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل حجم مخصوص و انرژی داخلی، می‌توان سایر خواص از جمله فشار و دما را در گام زمانی جدید، تعیین نمود. مشابه روند تشریح شده را می‌توان جهت مخزن خودرو، یعنی روابط (۵) و (۶)، بکار برد. لازم به ذکر است که کلیه خواص ترمودینامیکی با استفاده از استاندارد AGA8 که در بخش قبل تشریح گردید، محاسبه می‌گردند. این فرآیند تا زمانی که دبی جرمی به مقدار کمتر از 0.02 کیلوگرم بر ثانیه برسد، ادامه پیدا می‌کند. فلوجارت فرآیند حل در شکل ۲ نشان داده شده است. برنامه‌نویسی این فلوجارت با نرم افزار MATLAB صورت گرفته است.

۴- نتایج

۴-۱- نتایج مدل‌سازی فرآیند پر شدن سریع

در این بخش ابتدا به بررسی تأثیر استفاده از مدل گاز واقعی در مدل‌سازی به جای مدل گاز ایده‌آل، پرداخته شده است. بدین منظور فرآیند پر دو مبنای مدل گاز واقعی و ایده‌آل، مدل‌سازی و نتایج مربوط به تغییرات فشار و دمای مخزن خودرو در طی زمان، در شکل ۳ ارائه گردیده است. مهمترین تفاوت مربوط به نتایج مدل‌سازی را می‌توان در پیش‌بینی دمای مخزن خودرو دانست به طوری که دمای نهایی با استفاده از مدل گاز ایده‌آل تقریباً 38 K بیشتر از مدل گاز واقعی است که این امر سبب کمتر شدن زمان سوخت‌گیری نسبت به مدل گاز واقعی می‌گردد. عمده دلیل این تفاوت عدم در نظر گرفتن تأثیر کاهش دمای ضریب ژول تامسون است.



شکل ۵- نتایج مدل سازی و اندازه گیری شده برای دبی جرمی

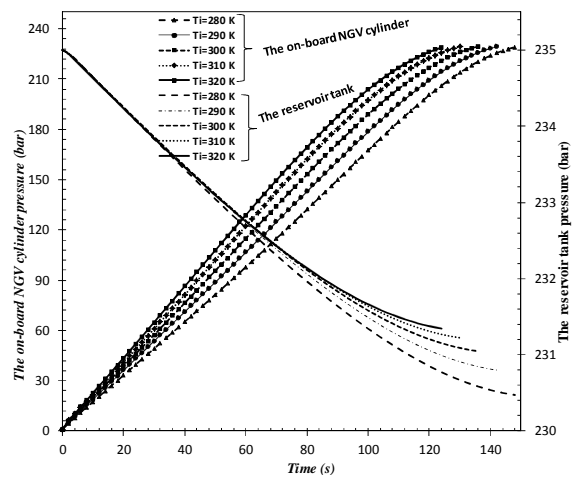
ملاحظه می گردد زمانی که نرخ افزایش فشار مخزن خودرو، تقریباً مقدار صفر گردد، با اتصال مخزن خودرو به مخزن با فشار بالاتر، این نرخ افزایش می یابد.

۳-۱- نتایج شبیه سازی جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی

در بخش نتایج مدل سازی فرآیند پر شدن سریع، دقت و ارتقاء مدل ارائه شده در تحقیق حاضر، بررسی گردید. با استفاده از این مدل، یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی با مخازن آبشاری مورد شبیه سازی قرار گرفته است. مشخصات مربوط به جایگاه سوخت رسانی و مخزن خودرو شبیه سازی شده که بر مبنای یک جایگاه واقعی (جایگاه باغدارو شماره ۱۰۴۳ واقع در مشهد) می باشد و همچنین مشخصات کمپرسور جایگاه در مرجع [۹] ارائه گردیده است. به منظور دستیابی به نتایج شبیه سازی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- فشار اولیه تمام مخازن خودروها ۱ بار و دمای محیط ثابت و برابر 293 K در نظر گرفته شده است.
- حداقل فشار پایانی مخزن خودرو، 200 بار می باشد.
- زمان لازم برای جابجایی خودروها پس از پر شدن مخزن، ۱ دقیقه فرض گردیده است.
- تنها یک توزیع کننده در جایگاه وجود دارد و در طی فرآیند پر شدن مخازن خودرو، کمپرسور خاموش می باشد. البته این فرض جهت ساده سازی صورت گرفته است و در واقعیت الزامی به این امر نیست و می تواند هر دو حالت رخ دهد.
- فشار و دمای اولیه مخازن ذخیره آبشاری برابر 235 بار و دمای محیط، در نظر گرفته شده است.

از نتایج شبیه سازی مربوط به تغییرات فشار مخازن ذخیره آبشاری که در شکل ۷ ارائه گردیده است، می توان دریافت که 34 عدد خودرو می توانند بدون اینکه کمپرسور روشن شود در جایگاه سوخت گیری نمایند. زمانی که اولین خودرو وارد جایگاه می شود، فشار مخزن کم فشار 235 بار است که پس از پر شدن این خودرو، فشار مخزن کم فشار تا $223/8$ بار کاهش می یابد. سه خودرو اول بدون اینکه به مخازن متوسط فشار و پر فشار متصل گردند، سوخت گیری می نمایند. یعنی

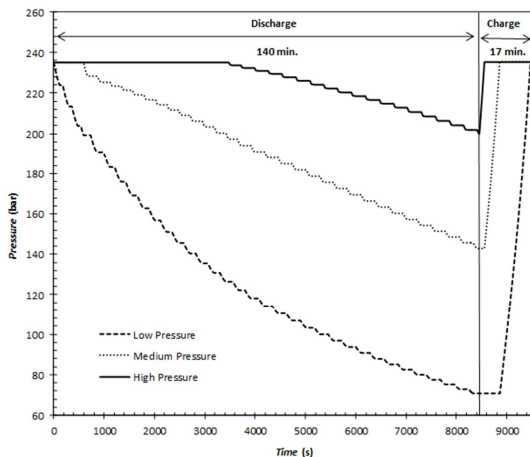


شکل ۴- تأثیر دمای محیط بر فشار مخزن خودرو و مخازن ذخیره

به منظور اعتبارسنجی نتایج تحقیق حاضر، نتایج حاصل شده با نتایج تجربی تحقیق [۱۲] مقایسه گردیده است. مشخصات اندازه گیری تجربی و شرایط آن در مرجع [۱۲] تشریح گردیده است. همچنین جهت نشان دادن بهبود نتایج تحقیق حاضر نسبت به تحقیقات پیشین [۹،۳]، مقایسه نتایج صورت گرفته است. نتایج مربوط به محاسبه توزیع دبی جرمی جریان در طی زمان پر شدن، در شکل ۵ نشان داده شده است. همانطور که در نتایج تجربی مشهود می باشد، فرآیند پر شدن سریع بعد از 24 ثانیه آغاز و پس از 36 ثانیه از لحظه آغاز، متوقف می گردد. دبی جرمی بین مقدار 0.29 kg/s و 0.10 kg/s تغییر می کند. زمانی که دبی جرمی برای اولین بار به مقدار 0.04 kg/s رسید، مخزن خودرو توسط توزیع کننده به مخزن با فشار بالاتر متصل گردیده است. لذا مخزن خودرو در زمان بین 24 تا 50 توسط اولین مخزن ذخیره جایگاه و سپس توسط دومین مخزن ذخیره جایگاه، شارژ می گردد. مقایسه نتایج نشان می دهد که نتایج تحقیق حاضر دقت بهتری نسبت به نتایج تحقیقات قبل [۹،۳]، در مقایسه با مقادیر تجربی دارد. با مقایسه نتایج مربوط به تغییرات فشار مخزن خودرو، صحت و بهبود نتایج مدل سازی تحقیق حاضر، نمایان تر می گردد که در شکل ۶ نشان داده شده است. همانطور که از نتایج مشهود است، دقت نتایج در مقایسه با تحقیقات قبلی [۹، ۳]، بهتر گردیده است که علت آن را می توان در مدل سازی لوله های ارتباطی، در نظر گرفتن تغییرات شرایط مخازن جایگاه و استفاده از مدل گاز واقعی دانست. از طرف دیگر در تحقیقات [۸، ۹] مدل سازی بر مبنای مدل گاز ایده آل صورت گرفته که با توجه به وجود فشارهای بالا در طی فرآیند، استفاده از این مدل به عنوان یک نقص در مدل سازی مطرح می گردد.

شکل ۶- نتایج مدل سازی و اندازه گیری شده برای دبی جرمی

تعداد چرخه کامل در شبانه روز بسیار پر اهمیت است، چرا که ارتباط مستقیم با تعداد روشن و خاموش شدن کمپرسور دارد. با افزایش تعداد روشن و خاموش شدن کمپرسور، هزینه های بهره برداری کمپرسور نیز افزایش می یابد. با انجام شبیه سازی جایگاه مشخص گردیده است که مقدار کار مصرفی کمپرسور برای یک چرخه کامل، حدود ۵۵/۱ kWh می باشد. همچنین مقدار متوسط کار مصرفی کمپرسور برای سوخت گیری یک خودرو، ۱/۶ kWh تعیین گردیده است. این نتایج بسیار مهم می باشند چرا که بیشترین مقدار مصرف انرژی در جایگاه ها مربوط به کمپرسور جایگاه، است.



شکل ۷- منحنی فشار مخازن ذخیره برای یک سیستم ذخیره آبشاری

جدول ۱- نتایج شبیه سازی برای سیستم ذخیره آبشاری

پارامتر تعریف شده در شبیه سازی	نتایج شبیه سازی
مدت زمان یک سیکل پر و خالی شدن	۱۵۷ دقیقه
تعداد سیکل در یک شبانه روز	۹
کار مصرفی کمپرسور برای یک سیکل	۵۵/۱ کیلو وات ساعت
میانگین زمان سوخت گیری یک خودرو	۲۴۷ ثانیه
میانگین کار کمپرسور برای یک خودرو	۱/۶ کیلو وات ساعت

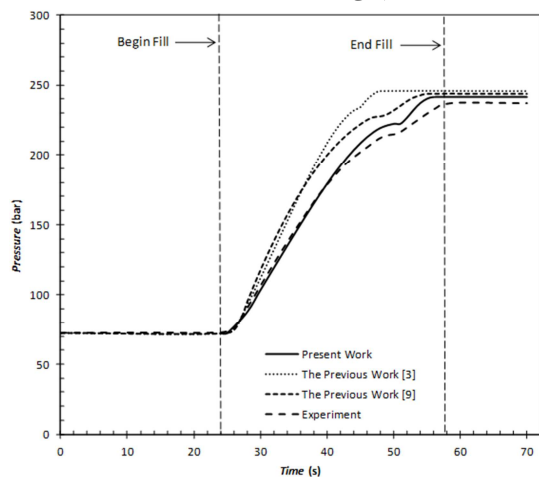
۴- نتیجه گیری

استفاده از گاز طبیعی فشرده به عنوان سوخت خودرو، با توجه به مزایای آن، مورد توجه قرار گرفته است. مطالعاتی محدودی در مورد جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی صورت گرفته است. فرآیند پر شدن سریع مهمترین فرآیند رخ داده در جایگاه ها می باشد. در تحقیق حاضر فرآیند پر شدن سریع با در نظر گرفتن مخزن خودرو، مخازن ذخیره جایگاه و لوله های ارتباطی و بر مبنای مدل گاز واقعی، مدل سازی گردیده است. از معادله حالت AGA8 جهت تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر مبنای مدل گاز واقعی استفاده شده است. پس از بررسی نتایج مشخص گردید که دمای نهایی مخزن خودرو با استفاده از مدل گاز واقعی حدود ۳۰ K کمتر از نتایج مدل گاز ایده آل می باشد. همچنین جهت مشاهده تأثیر استفاده از مدل گاز واقعی، نتایج با نتایج تجربی و همچنین نتایج تحقیقات قبلی مقایسه گردیده است

مخزن کم فشار توانائی پر کردن سه خودرو اول را دارد و برای خودرو چهارم چون فشار به مقدار زیر ۲۰۰ بار رسیده است، به تنهایی قادر به تکمیل فرآیند سوخت گیری نمی باشد. خودرو چهارم ابتدا توسط مخزن کم فشار سوخت گیری و زمانی که دبی جرمی به مقدار مشخصی (۰/۰۲ kg/s) رسید، به مخزن متوسط فشار متصل و فرآیند سوخت گیری توسط این مخزن تکمیل می گردد. این فرآیند ادامه پیدا می کند تا خودرو پانزدهم. خودرو پانزدهم قادر نخواهد بود تنها با اتصال به مخازن کم و متوسط فشار، تا ۲۰۰ بار پر گردد، چرا که فشار هر دو مخزن ذخیره به زیر ۲۰۰ بار رسیده است. با اتصال مخزن خودرو به مخزن پر فشار، فرآیند سوخت گیری این خودرو نیز تکمیل می گردد. این روند برای خودروهای بعدی، تا زمانی که فشار مخزن پر فشار نیز به ۲۰۰ بار برسد، ادامه پیدا خواهد کرد و بعد از آن نیاز به روشن شدن کمپرسور می باشد. مدیریت انتخاب مخازن ذخیره جایگاه جهت سوخت گیری مخزن خودرو توسط الگوریتمی که در توزیع کننده وجود دارد، انجام می گردد.

بعد از ۱۴۰ دقیقه (زمان خالی شدن)، فشار مخزن پر فشار جایگاه به زیر ۲۰۰ بار می رسد که در این حالت مخازن جایگاه دیگر قادر به پر کردن مخزن خودرو تا ۲۰۰ بار نیستند. برای ادامه روند سوخت گیری در جایگاه، باید کمپرسور روشن و فشار هر سه مخزن کم فشار، متوسط فشار و پر فشار تا ۲۳۵ بار افزایش یابند. زمان لازم جهت این امر (زمان شارژ شدن) حدود ۱۷ دقیقه می باشد. یک چرخه کامل پر و خالی شدن مخازن ذخیره جایگاه، حدود ۱۵۷ دقیقه زمان می برد. یک الگوریتم دیگر در پیل اولویت بندی وجود دارد که وظیفه آن انتخاب اولویت پر شدن مخازن ذخیره جایگاه توسط کمپرسور است. بر طبق این الگوریتم ابتدا مخزن پر فشار، سپس متوسط فشار و نهایتاً مخزن کم فشار، توسط کمپرسور پر می گردند.

همانطور که در مقدمه ذکر گردید دو هدف کاهش هزینه های بهره برداری (کار مصرفی کمپرسور جایگاه) و کاهش زمان سوخت گیری، در طراحی جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی، مطرح می باشند. لذا رسیدن به یک شبیه سازی دقیق تر، که هدف تحقیق حاضر بوده است، بسیار مهم است. جمع بندی نتایج شبیه سازی با رویکرد رسیدن به اهداف مطرح شده، در جدول ۱ ارائه گردیده است. همانطور که ذکر گردید، مدت زمان یک چرخه کامل پر و خالی شدن مخازن ذخیره جایگاه حدود ۱۵۷ دقیقه می باشد. به این ترتیب در یک شبانه روز، ۹ چرخه کامل قابل انجام می باشد.



R	ثابت گاز: (J/mol K)
T	دما (K)
t	زمان (s)
u	انرژی داخلی (kJ/kg)
U_{ij}	پارامتر برهمکنش دودویی
V	حجم (m^3)
V	سرعت (ms^{-1})
W	کار واقعی (kJ/kg)
\dot{W}	نرخ کار واقعی (kW)
W_i	پارامتر مشخصه جزء i
z	ارتفاع (m)
Z	ضریب تراکم

علائم یونانی

ρ	چگالی (kgm^{-3})
--------	----------------------

زیرنویس‌ها

a	واقعی
avg	میانگین
c	مخزن ذخیره خودرو
co	کمپرسور
cv	حجم کنترل
i	ورودی
dis	تخلیه
r	مخازن ذخیره جایگاه
su	مکش
std	استاندارد

۷- مراجع

[1] Kountz K., Modeling The Fast Fill Process in Natural Gas Vehicle Storage Cylinders, American Chemical Society Paper at 207th National ACS Meeting, March, 1994.

[2] Farzaneh-Gord M., Hashemi S., Farzaneh-Kord A., Thermodynamics Analysis of Cascade Reservoirs Filling Process of Natural Gas Vehicle Cylinders, World Applied Sciences Journal, Vol. 5, No. 2, pp. 143-149, 2008.

[3] Farzaneh-Gord M., Deymi-Dashtebayaz M., Rahbari H. R., Studying effects of storage types on performance of CNG filling stations, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 3, No. 1, pp. 334-340, 2011.

[4] Farzaneh-Gord M., Deymi-Dashtebayaz M., Rahbari H. R., Optimising Compressed Natural Gas filling stations reservoir pressure based on thermodynamic analysis, International Journal of Exergy, Vol. 10, No. 3, pp. 299-320, 2012.

[5] مهدیزاده رخی مسعود، دیمی دشت بیاض مهدی، فرزانه‌گرد محمود، عباسی محمد، بررسی تاثیر ترکیب گاز طبیعی بر فرآیند پر شدن مخزن خودرو CNG بمنظور تعیین شرایط بهینه ایستگاه سوخت رسانی، ماهنامه علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۳، شماره ۹، صفحه ۱۰۳-۱۱۰، آذر ۱۳۹۲.

[6] Khamforoush M., Moosavi R., Hatami T., Compressed natural gas behavior in a natural gas vehicle fuel tank during fast filling process: Mathematical modeling, thermodynamic analysis, and optimization, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 20, No. 0, pp. 121-131, 2014.

[7] Deymi-Dashtebayaz M., Farzaneh-Gord M., Rahbari H. R., Studying transmission of fuel storage bank to NGV cylinder in CNG fast filling station, Journal of the Brazilian Society of

که حاکی از بهبود نتایج مدل‌سازی تحقیق حاضر دارد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که زمان لازم جهت خالی شدن و پر شدن مخازن ذخیره جایگاه به ترتیب حدود ۱۴۰ و ۱۷ دقیقه می‌باشند. به این ترتیب در یک شبانه روز، ۹ چرخه کامل قابل انجام می‌باشد. تعداد چرخه کامل در شبانه روز، از آنجا که ارتباط مستقیم با تعداد روشن و خاموش شدن کمپرسور دارد، پر اهمیت می‌باشد. همچنین با بررسی نتایج شبیه‌سازی مشخص گردید که مقدار کار مصرفی کمپرسور برای یک چرخه کامل، حدود ۵۵/۱ kWh می‌باشد. همچنین مقدار متوسط کار مصرفی کمپرسور برای سوخت‌گیری یک خودرو، ۱/۶ kWh تعیین گردیده است.

۵- سپاسگزاری

نویسندگان مقاله از حمایت و پشتیبانی مالی شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی ایران (استان خراسان جنوبی) تشکر و قدردانی می‌نمایند.

۶- نمادها

A	مساحت (m^2)
B	ضریب دوم ویریا
C_n^*	ضریب وابسته به دما و درصد ترکیبات گاز
c_p	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (kJ/kg K)
c_v	ظرفیت گرمایی در حجم ثابت (kJ/kg K)
D	قطر (m)
D_n^*	ضریب وابسته به دما و درصد ترکیبات گاز
E_{ij}^*	پارامتر دودویی برخورد اجزای i و j
E_i	پارامتر مشخصه عضو i ام
E_{ij}	پارامتر انرژی برهمکنشی دودویی
f	ضریب اصطکاک
F_i	پارامتر مشخصه عضو i ام
F	پارامتر دما بالا
g	شتاب جاذبه (m/s^2)
G	پارامتر موقعیت
G_{ij}^*	پارامتر دودویی برخورد اجزای i و j
h	آنتالپی (kJ/kg)
k	ضریب انبساط آیزنتروپیک
kWh	کیلو وات ساعت
K_i	پارامتر مشخصه جزء i
K_{ij}	پارامتر سایز برهمکنش اجزای i و j
l	لیتر
L	طول (m)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
M	وزن مولکولی (kg/kmol)
N	تعداد اجزا در مخلوط گاز
P	فشار (bar)
Q	پارامتر کوادراتیو
\dot{Q}	آهنگ انتقال گرما (kW)

- Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 34, pp. 429-435, 2012.
- [8] Khadem J., Saadat-Targhi M., Farzaneh-Gord M., Mathematical modeling of fast filling process at CNG refueling stations considering connecting pipes, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 26, No. 0, pp. 176-184, 2015.
- [9] Saadat-Targhi M., Khadem J., Farzaneh-Gord M., Thermodynamic analysis of a CNG refueling station considering the reciprocating compressor, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 29, pp. 453-461, 2016.
- [10] Menon E. S., Transmission Pipeline calculations and Simulations Manual: Elsevier Science, 2014.
- [11] Starling K. E., A. G. A. O. S. T. M. Committee, Compressibility and Super compressibility for Natural Gas and Other Hydrocarbon Gases: Operating Section, American Gas Association, 1986.
- George D., CNG Sampling, Natural gas sampling technology conference, New Orleans, Louisiana, 2014, pp. 72-80.